

## ФРЕЗЕРОВАНИЕ ДРЕВЕСИНЫ ИНСТРУМЕНТОМ С ИЗМЕНЯЕМЫМИ УГЛАМИ РЕЗАНИЯ *MILLING WOOD BY THE TOOL WITH CHANGEABLE ANGLES OF CUTTING*

**Введение.** Фрезерный дереворежущий инструмент изготавливают с жестко фиксированными линейными и угловыми характеристиками, что позволяет предопределить условия работы инструмента на заданных режимах его эксплуатации. Однако случайные изменения условий работы, вызванные непостоянством физико-механических свойств древесины, вынуждают производителей дереворежущего инструмента использовать высокие коэффициенты запаса прочности, что приводит к нерациональной эксплуатации фрез по критерию потребления энергии.

В работе предлагается исследовать расчетную модель фрезерного инструмента, позволяющего изменять углы резания на дуге контакта под действием внешних сил резания, обеспечив тем самым условия самоустановления ножей.

**Основная часть.** Рассмотрим расчетную схему фрезерного инструмента с подвижными ножами.

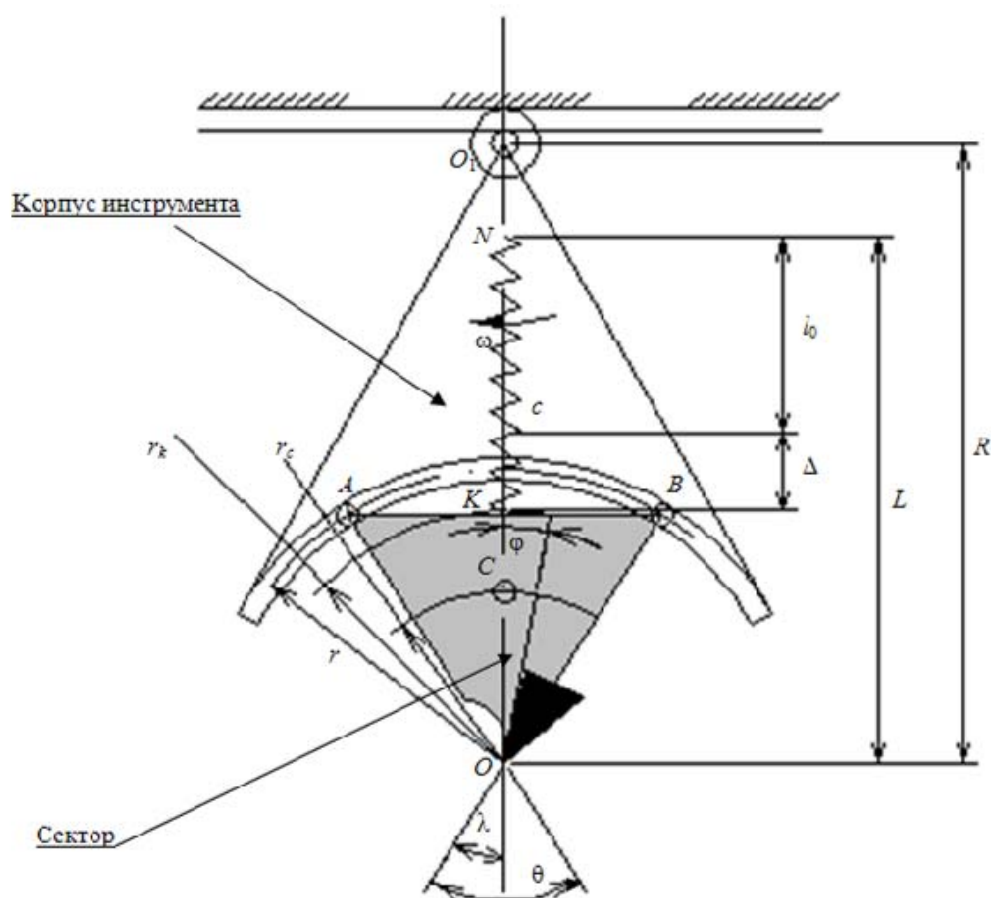


Рисунок 1 – Расчетная схема фрезерного инструмента  
с изменяющимися углами резания

где  $l = NK$  – длина пружины в рабочем положении, м;  $l_0$  – свободная длина пружины, м;  $L$  – расстояние от оси вращения пружины до ее связи с сектором ( $ON$ ), м;  $m_c$  – масса сектора, кг;  $c$  – жесткость пружины, Н/м;  $r_k$  – радиус вращения связи пружины с сектором, м;  $R$  – радиус резания, м;  $\omega$  – скорость вращения инструмента,  $c^{-1}$ ;  $r_c$  – радиус центра тяжести сектора, м;  $\varphi$  – угол установки сектора, рад;  $F_0 = c \cdot \Delta$  – начальное натяжение пружины, Н;  $r$  – радиус сектора, м;  $\Delta$  – предварительное натяжение пружины, м;  $\theta$  – угол сектора между опорами, град;  $\lambda$  – угол, характеризующий положение центра тяжести сектора, град.

Подвижный сектор имеет дополнительную степень вращения относительно режущей кромки  $O-O$ . При помощи упругой связи сектор с лезвием связан с телом инструмента (пружина крепится к корпусу инструмента (точка  $N$ ) и к сектору (точка  $K$ ) жесткостью  $c$ ), что позволяет ему выполнять колебательные движения относительно положения устойчивого равновесия.

Определим положения равновесия для системы, представленной на рис. 1. Во вращающейся системе координат, с учетом действия центробежных сил инерции, потенциальная энергия системы [1], Дж.

$$\Pi = \Pi_c + \Pi_\omega, \quad (1)$$

$$\text{где } \ddot{\Pi}_n = \frac{1}{2} \ddot{n} (\sqrt{L^2 + r_k^2 - 2Lr_k \cdot \cos(\varphi)} - l_0)^2; \quad (2)$$

$$\ddot{\Pi}_\omega = -\frac{1}{2} m_c \omega^2 (R^2 + r_c^2 - 2Rr_c \cos(\varphi)) \quad (3)$$

Находим производную потенциальной энергии по углу поворота  $\varphi$  и приравняем ее к нулю, что позволит определить положения относительного равновесия подвижной части инструмента.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = \frac{\partial \Pi_c}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Pi_\omega}{\partial \varphi} = 2c(\sqrt{L^2 + r_k^2 - 2Lr_k \cdot \cos(\varphi)} - l_0) \frac{Lr_k}{\sqrt{L^2 + r_k^2 - 2Lr_k \cdot \cos(\varphi)}} \cdot \sin(\varphi) - \\ - m_c \omega^2 Rr_c \sin(\varphi) = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнение (4) имеет три корня  $\varphi_1 = 0$ ,  $\varphi_2 = \pi$ .

Третий корень определяем из условия

$$2c(\sqrt{L^2 + r_k^2 - 2Lr_k \cdot \cos(\varphi_3)} - l_0) \frac{Lr_k}{\sqrt{L^2 + r_k^2 - 2Lr_k \cdot \cos(\varphi_3)}} = m_c \omega^2 Rr_c. \quad (5)$$

Из последнего соотношения находим

$$\varphi_3 = \arccos \left[ \frac{1}{2Lr_k} \times \left( L^2 + r_k^2 - \left( \frac{2Lr_k(L - r_k - \Delta)}{2Lr_k - ZRr_c} \right)^2 \right) \right], \quad (6)$$

где  $Z$  – динамический коэффициент, определяемый по следующей зависимости

$$Z = m_c \cdot \omega^2 / c. \quad (7)$$

Область определения динамического коэффициента  $Z$ , при котором существует корень  $\varphi_3$ , на основании условия  $(-1 < \cos \varphi_3 < 1)$  находится в диапазоне, зависящем от предварительного натяжения пружины  $\Delta$ .

$$Z \in \left[ \frac{2Lr_k}{Rr_c} \left( 1 - \frac{L-r_k-\Delta}{L-r_k} \right); \frac{2Lr_k}{Rr_c} \left( 1 - \frac{L-r_k-\Delta}{L+r_k} \right) \right]; \quad (8)$$

Представляем на рис. 2 графически область определения динамического коэффициента  $Z$  в зависимости от  $\Delta$ .

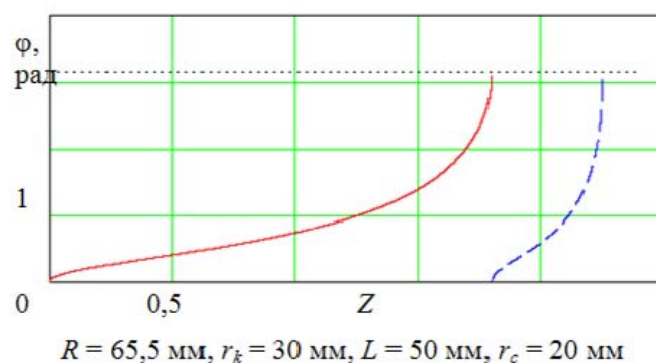


Рисунок 2 – Условие существования третьего положения равновесия

Предварительное натяжение пружины  $\Delta$  позволяет использовать динамические системы с большим коэффициентом  $Z$  и расширяет возможности проектировщикам и эксплуатационникам инструмента использовать пружины меньшей жесткости, большие массы подвижных частей, а также повышенные частоты вращения инструмента. При этом расширяются возможности использования устойчивого положения равновесия  $\varphi_1 = 0$ , при котором более надежно сохраняется начальный угол установки лезвия при случайных изменениях скорости вращения инструмента.

При взаимодействии с обрабатываемым материалом, для обеспечения самоизменения угловых характеристик ножа, лезвие инструмента должно иметь возможность поворачиваться под действием переменного на дуге контакта результирующего момента сил резания. Определим минимальный результирующий момент от сил резания, способный сместить подвижную часть инструмента из положения устойчивого равновесия.

Для этого найдем реакции опор в положении равновесия системы. На рис. 3 представлена векторная сумма всех сил, действующих на сектор в положении равновесия.

Запишем уравнения равновесия внешних сил, действующих на сектор относительно осей  $x$  и  $y$  (рис. 3).

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0; \\ F_c \cos(\lambda_c) - F_\omega \cos(\lambda_\omega) + F \sin(\xi) + F_A (\cos(\theta - \lambda - \varphi) + f \cdot \sin(\theta - \lambda - \varphi)) + \\ &+ F_B (\cos(\lambda + \varphi) - f \cdot \sin(\lambda + \varphi)) = 0; \\ \Sigma F_x &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$F_c \sin(\lambda_c) - F_\omega \sin(\lambda_\omega) - F \cos(\xi) + F_A (\sin(\theta - \lambda - \varphi) - f \cdot \cos(\theta - \lambda - \varphi)) + \\ + F_B (f \cdot \cos(\lambda + \varphi) + \sin(\lambda + \varphi)) = 0. \quad (6)$$

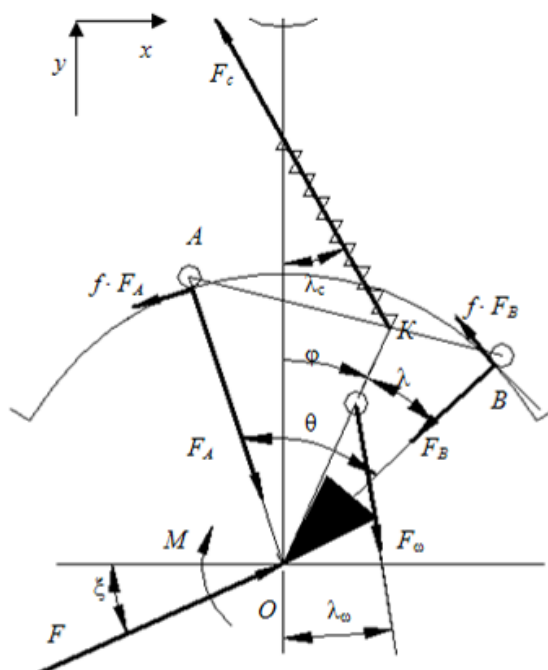


Рисунок 3 – Внешние силы, действующие на сектор инструмента

где  $F_A$  – нормальная реакция опоры  $A$ , Н;  $F_B$  – нормальная реакция опоры  $B$ , Н;  $F$  – результирующая сила резания, Н;  $F_\omega$  – центробежная сила, Н;  $F_c$  – упругая сила, Н;  $M$  – результирующий момент силы резания, Н·м;

Минимальное значение момента сил, обеспечивающее вращательное движение сектора относительно точки  $O$  при вращении инструмента с постоянной угловой скоростью.

$$M_{\min} = f \cdot r \cdot (|F_A| + |F_B|). \quad (7)$$

Воспользуемся методом Крамера [2] для решения системы уравнений (5) и (6).

$$F_A = \frac{F_1(\varphi) \cdot X_{22} - F_2(\varphi) \cdot X_{12}}{X_{11}X_{22} - X_{12}X_{21}}; \quad (8)$$

$$F_B = \frac{F_2(\varphi) \cdot X_{11} - F_1(\varphi) \cdot X_{21}}{X_{11}X_{22} - X_{12}X_{21}}, \quad (9)$$

где  $X_{11} = \cos(\theta - \lambda - \varphi) + f \cdot \sin(\theta - \lambda - \varphi)$ ;

$X_{12} = \cos(\lambda + \varphi) - f \cdot \sin(\lambda + \varphi)$ ;

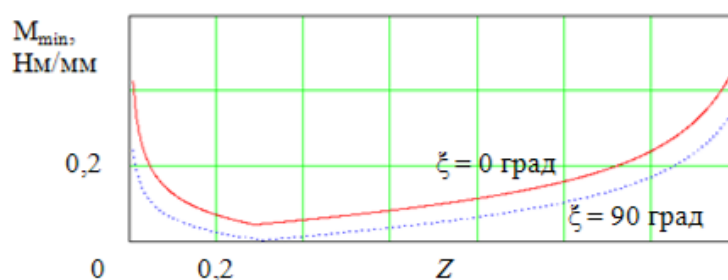
$X_{21} = \sin(\theta - \lambda - \varphi) - f \cdot \cos(\theta - \lambda - \varphi)$ ;

$X_{22} = f \cdot \cos(\lambda + \varphi) + \sin(\lambda + \varphi)$ ;

$$F_1(\varphi) = m_c \omega^2 (R - r_c \cos(\varphi_3)) - c(L - r_k \cos(\varphi_3)) + \frac{cl_0(L - r_k \cos(\varphi_3))}{\sqrt{L_c^2 + r_k^2 - 2Lr_k \cos(\varphi_3)}} - F \cdot \sin \xi;$$

$$F_2(\varphi) = m_c \omega^2 r_c \sin(\varphi_3) - c r_k \sin(\varphi_3) + \frac{c l_0 r_k \sin(\varphi_3)}{\sqrt{L^2 + r_k^2 - 2 L r_k \cos(\varphi_3)}} + F \cdot \cos \xi.$$

Численная реализация зависимости (7) представлена на рис. 4.



$$D = 125 \text{ мм}, r_k = 30 \text{ мм}, L = 50 \text{ мм}, r_c = 25 \text{ мм},$$

$$\Delta = 0, c = 1000 \text{ Н/м}, \theta = 60 \text{ град}, \lambda = 25 \text{ град},$$

$$F/b = 10 \text{ Н/мм}, f = 0,1, r = 30 \text{ мм}$$

Рисунок 4 – Зависимость требуемого момента для поворота сектора от  $Z$

Повышение угла действия результирующей силы резания  $\xi$  позволяет более малым результирующим моментам от сил резания повернуть сектор из положения устойчивого равновесия. На первом этапе взаимодействия лезвия на дуге контакта с материалом угол  $\xi$  близок к 90 градусам, поэтому с точки зрения направления результирующей силы резания условия смещения сектора создаются оптимальные.

Снижение частоты вращения инструмента и повышение жесткости пружины (снижение динамического параметра системы  $Z$ ) не одинаково влияют на минимальный момент сил резания, способный сместить сектор из положения равновесия. Анализируя зависимости на рис. 4, следует утверждать, что значительные силы упругости, используемые во фрезе для работы сектора, не позволяют свободно вращаться подвижной части инструмента. Для представленных параметров инструмента, на основании которых выполнены графики на рис. 4, наилучшие условия для поворота сектора созданы при динамическом коэффициенте  $Z \approx 0,3$ .

Однако возможность смещения сектора с положения равновесия не означает его успешный поворот при резании обрабатываемого материала. Скорости фрезерования древесины высоки (до 60 м/с [3]) и изменение угла резания должно происходить за малый промежуток времени.

Таким образом, при высоких инерционных нагрузках, действующих на подвижные части инструмента с существующими инерционными характеристиками, добиться эффекта самоизменения угловых параметров на дуге контакта за малый промежуток времени невозможно без дополнительных затрат энергии.

Выход из сложившейся ситуации следует искать в использовании эффекта вынужденных колебаний системы, при котором существует возможность изменять характеристики инерционных систем с малыми затратами энергии.

Таким образом, обеспечив вынужденные колебания сектора в процессе взаимодействия с обрабатываемым материалом, можно осуществить процесс изменения углов

резания на дуге контакта при фрезеровании древесины даже на высоких скоростях вращения инструмента.

Определим условия, при которых существует возможность использовать эффект вынужденных колебаний системы фрезерного инструмента для обработки древесины.

Представим моменты упругой и инерционной сил как функции угла  $\varphi$  отклонения сектора из положения равновесия ( $\varphi_3$ ).

$$M_{\omega} = \omega^2 \cdot m_{\tilde{n}} \cdot R \cdot r_c \cdot \sin(\varphi_3 + \varphi); \quad (8)$$

$$M_c = c \cdot r_k \sin(\varphi_3 + \varphi) \cdot L \left( 1 - \frac{l_o}{\sqrt{R^2 + r_k^2 - 2 \cdot R \cdot r_k \cdot \cos(\varphi_3 + \varphi)}} \right). \quad (9)$$

Разложим в ряд с точностью до линейных  $\varphi$  зависимости (8) и (9)

$$M_{\omega}(\varphi) = \omega^2 \cdot m_{\tilde{n}} \cdot R \cdot r_c \cdot (\sin(\varphi_3) + \cos(\varphi_3) \cdot \varphi). \quad (10)$$

$$M_c(\varphi) = c \cdot r_k (\sin(\varphi_3) + \cos(\varphi_3) \cdot \varphi) \cdot L \left[ 1 - \frac{l_o}{\sqrt{R^2 + r_k^2 - 2 \cdot R \cdot r_k \cdot \cos(\varphi_3)}} \times \right. \\ \left. \times \left( 1 - \frac{R \cdot r_k \cdot \sin(\varphi_3)}{(R^2 + r_k^2 - 2 \cdot R \cdot r_k \cdot \cos(\varphi_3))} \cdot \varphi \right) \right]. \quad (11)$$

В начальный момент взаимодействия лезвия с заготовкой реакции опор уравниваются упругой и инерционной силами, действующими на сектор. Из-за малого времени взаимодействия режущего элемента с обрабатываемым материалом моментом от сил трения можно пренебречь. Запишем уравнение движения сектора относительно оси его вращения.

$$I_0 \cdot \ddot{\varphi} = \dot{I} - \dot{I}_{\tilde{n}} + \dot{I}_{\omega}. \quad (12)$$

С учетом условия  $(-M_c + M_{\omega})|_{\varphi=\varphi_3} = 0$  получим

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = \dot{I} / I_f, \quad (13)$$

где  $k$  – частота собственных колебаний,  $\text{с}^{-1}$ .

$$k = \sqrt{\frac{r_k \cdot L \cdot \tilde{n}}{I_f} \left( \frac{l_o \cdot R \cdot r_k \cdot (1 - \cos^2(\varphi_3))}{(R^2 + r_k^2 - 2 \cdot R \cdot r_k \cdot \cos(\varphi_3))^{3/2}} - \right.} \\ \left. - Z \cdot \frac{R \cdot r_c}{L \cdot r_k} + \tilde{O} \right)}, \quad (14)$$

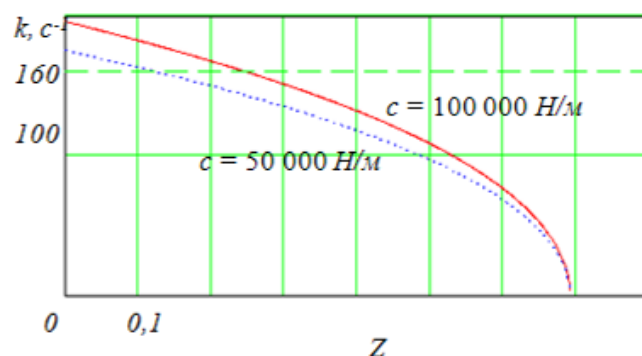
$$\text{здесь } \tilde{O} = \cos(\varphi_3) \left( \frac{\sqrt{R^2 + r_k^2 - 2 \cdot R \cdot r_k \cdot \cos(\varphi_3)} - l_o}{\sqrt{R^2 + r_k^2 - 2 \cdot R \cdot r_k \cdot \cos(\varphi_3)}} \right).$$

Устойчивым положениям равновесия соответствует действительное значение частоты колебаний  $k$ . Отсюда находим ограничение на параметр  $Z$ , которое позволяет определить значения параметров, обеспечивающих устойчивость положения равновесия.

$$Z < \frac{r \cdot L}{R \cdot r} \left[ \cos(\varphi) \left( 1 - \frac{l}{\sqrt{R + r - 2 \cdot R \cdot r \cdot \cos(\varphi)}} \right) + \frac{l \cdot R \cdot r \cdot (1 - \cos(\varphi))}{(R + r - 2 \cdot R \cdot r \cdot \cos(\varphi))} \right] \quad (15)$$

Согласно соотношению (14) собственная частота колебаний сектора зависит от частоты вращения инструмента. Представим графически эту зависимость при двух значениях коэффициента жесткости пружины на рис. 5.

Повышение жесткости пружины, снижение частоты вращения инструмента и массы сектора позволяют повысить частоту собственных колебаний сектора, что одновременно дает возможность повысить устойчивость самой системы «сектор – корпус инструмента».



$$I_0 = 0,0015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, D = 125 \text{ мм}, r_k = 30 \text{ мм}, \\ L = 50 \text{ мм}, r_c = 20 \text{ мм}, \Delta = 0$$

Рисунок 5 – Зависимость частоты собственных колебаний от частоты вращения инструмента

Определив зависимость основной динамической характеристики подвижной системы сборного инструмента от параметров системы – частоту собственных колебаний – установим поведение сектора при нагрузках во время обработки материала. Для этого модулируем суммарный момент от сил резания как периодическую функцию времени.

Периодическое изменение нагрузки, возникающей на лезвии инструмента под действием сил резания при фрезеровании древесины, удобно моделировать при помощи синусоидальной функции в четной степени.

$$M(t) = A \cdot \sin^u(\omega_l t + \varphi_0), \quad (16)$$

где  $u = 0, 2, 4, \dots, \infty$ .

Поэтому при модулировании внешней нагрузки, возникающей на лезвии инструмента за малый промежуток времени, с достаточной точностью можно использовать синусоидальную функцию, главным критерием подбора которой выступает работа, определяемая интервалом касательной силы резания по пути взаимодействия резца на дуге контакта.

Основными характеристиками нагрузки (результатирующей ( $F$ ) или составляющих ( $F_t, F_R$ ) сил резания, а также результирующего момента сил резания  $M$ ) следует считать: амплитуду изменения нагрузки  $A$ , начальную фазу нагрузки  $\varphi_0$ , периодичность изменения нагрузки  $2\pi/\omega_l$ , а также показатель степени синусоиды  $u$ .

С целью определения амплитуды колебаний сектора относительно оси вращения, проходящей через режущую кромку, выполним моделирование результирующего момента резания  $M$ , возникающего от сил резания, действующих на переднюю и заднюю грани лезвия инструмента. Определим основные характеристики синусоидальной зависимости результирующего момента сил резания.

Амплитуду результирующего момента принимаем равной максимальному моменту сил резания на дуге контакта  $A = M_{max}$ .

Начальную фазу нагрузки принимаем равной нулю, задавая тем самым начальные условия взаимодействия лезвия инструмента с обрабатываемым материалом ( $\varphi_0 = 0$ ) и упрощая тем самым дальнейший анализ функции.

Периодичность изменения нагрузки находится в обратной зависимости от скорости вращения инструмента  $\omega$ . Однако, поскольку синусоида четного порядка является периодической функцией с двумя максимумами в периоде, частоту изменения синуса приравниваем скорости вращения инструмента деленной на два. Таким образом,  $\omega_1 = \omega/2$ .

Показатель степени синусоиды  $u$  при моделировании нагрузки должен характеризовать импульсный характер изменения результирующего момента резания. Поэтому  $u$  должен быть достаточно большим.

Определим  $u$  из следующего условия

$$H_1 = H_2, \quad (17)$$

$$\text{где } \dot{I}_1 = \frac{0,95 \cdot M_{\max}}{b} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \sin^u \left( \frac{\omega}{2} t \right) dt; \quad (18)$$

$$\dot{I}_2 = \frac{M_{\max}}{b} \int_{\frac{\pi}{\omega} - \frac{l}{D\omega}}^{\frac{\pi}{\omega} + \frac{l}{D\omega}} \sin^u \left( \frac{\omega}{2} t \right) dt; \quad (19)$$

здесь  $l$  – длина дуги контакта, м;  $D$  – диаметр фрезерования, м;  $b$  – ширина фрезерования, м.

Для моделирования результирующего момента от сил резания с 95%-ной точностью при  $h = 18,3$  мм,  $D = 125$  мм,  $\omega = 160$  с<sup>-1</sup> необходимо использовать показатель степени  $u = 104$ . При уменьшении используемого показателя погрешность моделирования нагрузки будет возрастать с закономерностью, представленной в таблице.

Таблица – Использование показателя степени  $u$  в зависимости от погрешности модулирования суммарного момента сил резания

Показатель степени ( $u$ )	104	56	36	24	12	10	6
Погрешность, %	5	15	25	35	50	55	65

Таким образом, использование показателя синусоиды  $u < 12$  не позволит моделировать момент от сил резания с точностью выше 50% при  $h = 18,3$  мм,  $D = 125$  мм и  $\omega = 160$  с<sup>-1</sup>. Увеличение  $h$  и уменьшение  $D$  при прочих равных условиях позволит повысить точность использования более низких показателей степени синусоиды  $u$ .

Определим амплитуду вынужденных колебаний сектора в зависимости от момента сил резания  $M$ . С целью моделирования процесса нагружения режущего элемента со стороны обрабатываемого материала воспользуемся тригонометрической зависимостью (16) с учетом принятых показателей формулы.

$$\dot{I} = \dot{I}_{\max} \cdot \sin^{12} \left( \frac{\omega}{2} t \right). \quad (20)$$



Поскольку в данной главе ставится задача моделирования периодической нагрузки и наглядного описания работы сектора, выбираем  $u = 12$ , обеспечив тем самым 50%-ную точность, получив при этом наглядное и негромоздкое решение, которое в дальнейшем позволит выполнить анализ полученного результата.

Ищем уравнение вынужденных колебаний сектора в виде:

$$\varphi_{\text{вын}} = C_0 + C_1 \cdot \cos(\omega t) + C_2 \cdot \cos(2\omega t) + C_3 \cdot \cos(3\omega t) + C_4 \cdot \cos(4\omega t) + C_5 \cdot \cos(5\omega t) + C_6 \cdot \cos(6\omega t) \quad (21)$$

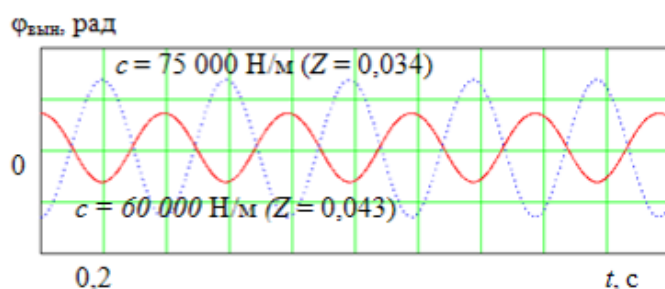
Для этого разложим  $\sin^{12}(\omega/(2t))$  на гармонические составляющие

$$\sin^{12}\left(\frac{\omega}{2}t\right) = \frac{1}{64} \left( \frac{462}{32} - \frac{198}{8} \cdot \cos(\omega t) + \frac{495}{32} \cdot \cos(2\omega t) - \frac{55}{8} \cdot \cos(3\omega t) + \frac{33}{16} \cdot \cos(4\omega t) - \frac{3}{8} \cdot \cos(5\omega t) + \frac{1}{32} \cdot \cos(6\omega t) \right). \quad (22)$$

Подставив (20) и (21) с учетом (22) в (12) найдем уравнение движения сектора в виде

$$\varphi_{\text{вын}} = \frac{M_{\text{max}}}{I_0} \left( \frac{231}{1024 \cdot k^2} - \frac{99 \cdot \cos(\omega t)}{256(k^2 - \omega^2)} + \frac{495 \cdot \cos(2\omega t)}{2048(k^2 - (2\omega)^2)} + \right. \\ \left. + \frac{55 \cos(3\omega t)}{512(k^2 - (3\omega)^2)} + \frac{33 \cos(4\omega t)}{1024(k^2 - (4\omega)^2)} - \frac{3 \cos(5\omega t)}{512(k^2 - (5\omega)^2)} + \frac{\cos(6\omega t)}{2048(k^2 - (6\omega)^2)} \right). \quad (23)$$

Представим зависимости (23) в графическом виде.



$$m_c = 0,1 \text{ кг}, D = 0,125 \text{ м}, r = 0,03 \text{ м}, r_c = 0,02 \text{ м},$$

$$I_0 = 0,0015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \omega = 160 \text{ с}^{-1}, M_{\text{max}} = 1 \text{ Нм}$$

Рисунок 6 – Условия работы инструмента  
с изменяющимися углами резания

Анализ зависимости (23) показывает, что сектор может работать в фазе и противофазе с нагрузкой. В первом случае будет наблюдаться снижение сил резания от изменения угла резания на дуге контакта, а во втором – повышение сил резания.

Для работы сектора в одной фазе с нагрузкой необходимо обеспечить следующие условия.

$$\omega \leq k. \quad (24)$$

С учетом зависимости (14)

$$Z < \frac{r_k \cdot L \cdot m_c}{I_i + R \cdot r_c \cdot m_c} \left( \frac{l_o \cdot R \cdot r_k \cdot (1 - \cos^2(\varphi_3))}{(R^2 + r_k^2 - 2 \cdot R \cdot r_k \cdot \cos(\varphi_3))^{3/2}} + \delta \right). \quad (25)$$

Предварительное натяжение пружины  $\Delta$  позволяет использовать меньшую жесткость  $c$  при прочих равных условиях работы инструмента в фазе с возникающими силами резания.

**Заключение.** Использование фрез с изменяемыми угловыми характеристиками на дуге контакта обеспечивает условия установки ножа инструмента под действием сил резания, что позволяет снизить вероятность его поломки при кратковременном превышении нагрузки.

## Библиографический список

1. Вихренко, В. С. Прикладная теория колебаний / В.С. Вихренко, А.В. Кондраченко. – Минск, 2002 – 37 с.
2. Баврин И. И. Высшая математика: учебник для вузов. – издат. центр ВЛАДОС, 2004 – 400 с.
3. Бершадский А. Л., Цветкова Н.И. Резание древесины / А. Л. Бершадский, Н. И. Цветкова – Минск, 1975 – 303 с.

**Глебов И.Т.** (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) [GIT5@yandex.ru](mailto:GIT5@yandex.ru)

## **МЕТОД РАСЧЕТА АСПИРАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ С РАЗВЕТВЛЕННОЙ СЕТЬЮ** *DESIGN AND ASSESSMENT DUST COLLECTING SYSTEM WITH MULTIBRANCH NET*

В деревообрабатывающих цехах для аспирации используют два типа централизованных систем: кустовую с малогабаритным коллектором и систему с разветвленной сетью. Первая система легко рассчитывается с использованием компьютерных программ, но отличается большим расходом воздухопроводов, которые соединяют все приемники стружки станков с коллектором. В аспирационной системе с разветвленной сетью расход воздухопроводов меньше, которые соединяют все приемники стружки станков с магистральной трубой, но выполнение расчетов – трудоемкий процесс.

Методика расчета, изложенная В.Е. Воскресенским [1], сводится к заполнению большой (3 страницы) таблицы. Получение приведенных цифр таблицы не поясняется. Таким образом, понять и выполнить расчет без специальной подготовки невозможно.

Для расчетчиков нужен простой формализованный метод, не требующий больших интеллектуальных затрат. В данной статье предлагается такой метод расчета аспирационной системы с разветвленной сетью, выполняемый в пакете *Excel*. Поясним методику расчета на примере.

**Дано.** В деревообрабатывающем цехе установлены станки. Опилки, стружка и пыль удаляются в бункер с рукавным фильтром по ответвлениям и магистральному воздухопроводу. Расчетная схема аспирационной системы с разветвленной сетью показана на рис. 1.